

# 비원형 유성기어열을 사용한 이앙기 식부기구의 설계

배강열<sup>#</sup>

## Design of a rice transplanting mechanism with noncircular planetary-gear-train system

Kang Yul Bac<sup>#</sup>

### ABSTRACT

Transplanting accuracy of a rice transplanter mainly depends on the trajectory of the hoe for picking, conveying and transplanting of seedlings as well as the return motion. The trajectory can be decided and prescribed to be suitable in treating seedlings for a prevailing soil condition. For the purpose of the transplanting accuracy, the design of a transplanting mechanism would be carried out using a planetary-gear-train system instead of the four bar linkage system. In this study, a design method of transplanting mechanism is theoretically proposed by synthesizing a noncircular planetary-gear-train system for the tool (hoe) to trace a prescribed trajectory.

The method utilizes an optimization approach to decide the lengths of an arm and a tool, the inverse kinematics to figure out the configuration angles of the two links, the roll contact condition in transmitting motion between the gears, and a linearization approach to obtain the shapes of the gears. Based on the proposed method, the shapes of the gears and the lengths of the tools of the planetary-gear-train system are determined for three prescribed trajectories. A kinematical simulation with a commercialized package program is also carried out to confirm that the gear-train system synthesized with the proposed method is able to trace the prescribed trajectory.

**Key Words** : Rice transplanter(이앙기), Planetary-gear train(유성기어열), Noncircular gear(비원형기어), Inverse kinematics(역기구학), Gear shape(기어형상), Pitch-curve design(피치곡선 설계), Kinematical simulation(기구학적 모사)

### 1. 서론

주어진 경로 상의 지점(point)들을 따라 주기적으로 움직일 수 있는 기구가 유용하게 활용되고 있다. 4 개의 링크로 구성된 기구에서 커플러 링크 상의 한 점이 이동 중에 생성하는

궤적을 커플러 곡선, 곡선의 생성점을 커플러 점으로 정의한다. 커플러 곡선의 적용은 포장기, 인쇄기, 직조기, 농기계, 운반기계 분야 등을 위한 자동화 설계에 이용된다.<sup>1</sup> 특히, 식부날(hoe)의 궤적에 따라 이앙 정도가 결정되는 이앙기 식부기구 설계의 경우, 광범위한 토양 상황에

접수일: 2005 년 6 월 14 일; 게재승인일: 2005 년 10 월 7 일

<sup>#</sup> 교신저자: 진주산업대학교 메카트로닉스공학과

E-mail [kybae@jinju.ac.kr](mailto:kybae@jinju.ac.kr) Tel. (055) 751-3384

적합하게 모를 취급할 수 있는 최적의 궤적이 사전에 주어질 수 있다. 따라서 이양 정도 향상의 목적으로 사전에 설정된 궤적을 정확히 따라 이동할 수 있는 이양기구의 설계가 가능하다. 이양기는 크게 주행장치, 동력전달장치, 식부장치, 모판 이송장치로 구성되며, 동력을 전달 받은 크랭크축이 매 회전하는 동안, 크랭크와 다수의 링크를 포함한 식부장치가 식부날을 설계된 궤적으로 움직여, 이송된 모를 일정량 분리하고, 분리된 모를 지면에 심게 된다. 이양기의 식부 설계에서, 운동전달에 다소의 비효율적인 기존의 4 절 링크기구 대신에, 편심기어나 비원형기어를 사용한 유성기어열(planetary-gear train) 기구를 사용하면 진동이나 속도면에서 이양 성능을 향상할 수 있는 것으로 보고되고 있다.<sup>2,3</sup> 유성기어열은 일반적으로 2 개 또는 그 이상의 기어가 한 축에서 다른 축으로 운동을 전달할 목적으로 직렬 연결되고, 하나 또는 그 이상의 기어가 고정 프레임에 상대적으로 움직이게 된다.<sup>4</sup>

이양기 식부기구의 성능향상을 위한 기구의 조합과 해석이 지속적으로 수행되어 오고 있다. 특히 링크 기구의 성능향상을 위해, 다양한 형태의 기구를 대상으로, 링크의 조합과 운동 해석에 관한 연구가 다수 보고되었다.<sup>1,5,6</sup> 유성기어열을 이용한 기구의 경우에도 기구학적 거동을 조사한 연구가 수행되고 있다. 예를 들어, Guo<sup>7</sup> 등은 편심 유성기어열을 이용한 이양기구를 해석하는 기구학적 매개방정식을 개발하였고, Katori<sup>3</sup> 등은 주어진 임의의 각속도비 곡선으로 비원형기어의 피치 곡선을 설계하는 단순한 방법을 연구하였고, Konishi<sup>2</sup> 등은 편심 유성기어열을 사용한 이양기구의 운동해석과 매개변수 최적화 방법을 제안하였다. 그러나 기존의 연구는 주로 비원형기어나 편심기어 기구 시스템의 운동학적 해석에 치중되어 있고, 비원형기어 기구 시스템의 식부날이 주어진 궤적을 따라 이동하게 하는 비원형기어의 형태를 설계하는 연구결과가 보고되어 있지 않다. 이러한 설계에 대한 이론적 연구결과의 부족으로 비원형기어를 이용하는 기구의 성능을 향상시키는 것에 어려움이 있게 된다.

본 연구에서는 식부날(hoe)이 주어진 궤적 상의 지점을 따라 이동하도록, 복합 중간기어(compounded mid-gears)를 사용하고 비원형

유성기어열로 조합되는 이양기의 식부기구에서 비원형기어의 형태를 설계하는 이론적인 방법을 제안하고자 한다. 이를 위해, 구동절과 종동절이 되어 회전운동을 전달하는 각 기어의 형태는 피치곡선으로 표현하여 피치를(pitch roll)로 모사하였다. 제안된 방법에서는, 우선 기어열 축간 거리와 식부날의 길이를 계산하기 위하여, 식부날 위치를 표현하는 목적함수의 극단점(최대 또는 최소값 생성 위치)을 결정하는 데 최적화 기법을 사용하였고, 식부날이 궤적상의 지점들을 따라 이동하기 위하여 식부암(기어열 컨테이너)과 식부날이 형성해야 하는 자세(configuration)를 역기구해석을 이용하여 계산하였고, 기어 사이의 운동전달에는 구름접촉 조건을 적용하였고, 각 원형기어의 형태를 유일하게 선정하기 위하여 중간기어의 각속도를 선형화 및 근사화 방법을 이용하여 결정하였다. 동적해석이 가능한 상업용 해석프로그램인 ADAMS<sup>8</sup> 를 이용하여, 제안된 방법으로 설계한 비원형 유성기어열 식부기구의 적합함과 성능을 기구학적 해석으로 검증하였다.

## 2. 유성기어열을 사용한 식부기구 설계

식부날이 모를 이양하는 설정된 궤적을 따라 이동하게 하기 위하여, 유성기어열 식부기구는 개념적으로 Fig. 1 에 보인 바와 같이, 태양기어(sun gear) A, 동축 상의 복합 중간기어(idler) B와 C(B와 C 기어는 복합기어), 그리고 식부날(tool)을 부착한 유성기어(planet gear) D 로 구성할 수 있다.

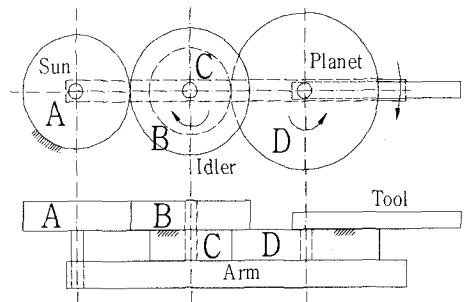


Fig. 1 Schematic drawing of planetary-gear train system

여기서 태양기어 A 를 프레임에 고정하고, 기어 B 와 C 그리고 유성기어 D 는 각각 식부

암(arm)에 회전 축으로 연결된다. 이와 같은 기구에서, 암이 태양기어 중심 주위를 시계방향으로 회전하면, 중간기어 B가 고정된 태양기어 A상에서 시계방향으로 회전하게 되고, 결과적으로 유성기어 D는, 중간기어 C가 역시 시계방향 회전운동을 수행하므로, 반시계방향으로 회전하게 된다. 결과적으로 식부날(tool)은 이앙을 위한 궤적을 그리며 주기 운동을 하게 된다.

### 2.1 암과 식부날의 길이

주어진 궤적의 형태에 따라서 유성기어열 식부기구를 구성하는 기어의 형상과 크기 그리고 식부날의 길이가 변화하게 된다. 이들 각각을 결정하기 위하여, 기어열 시스템을 먼저 Fig. 2와 같이 2 링크 시스템으로 모델링이 가능하다. 2 링크 모델에서 링크 arm은 원점의 피봇주위를 회전하여, 유성기어열 시스템의 암과 동일하게 고려될 수 있고, 링크 tool은 링크 arm의 종단부에서 상대적으로 회전, 유성기어열 시스템에 부착된 식부날(tool)의 기능을 동일하게 수행한다고 고려할 수 있다.

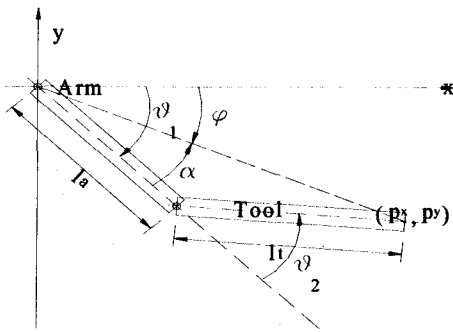


Fig. 2 2-linkage model for planetary-gear-train system

따라서, 링크 arm의 길이는 태양기어와 유성기어 중심간의 거리, 즉 암의 길이와 동일하고, 링크 tool의 길이는 식부날의 길이가 된다. 또한 단순화된 2 링크 모델에서, 링크 arm과 이에 상대적으로 움직이는 링크 tool의 각위치(angular position) 조합에 의해 형성되는 자세에서, 길이  $l_t$ 를 가진 링크 tool의 종단부가 궤적상의 대응점에 위치되어야 한다.

한편, Fig. 3은 식부날이 이동해야 할 두 극단점에서의 링크기구의 자세이고,  $l_t$ 가 링크

arm의 길이  $l_a$ 보다 크다고 가정하면,  $l_t$ 와  $l_a$ 의 합은 원점에서부터 궤적상에 놓인 미지점( $p_{x_i}, p_{y_i}$ )까지의 가장 긴 거리( $R_l$ )가 된다.  $l_t$ 와  $l_a$ 의 차이는 원점에서 미지점( $p_{x_s}, p_{y_s}$ )까지의 가장 짧은 거리( $R_s$ )가 된다.

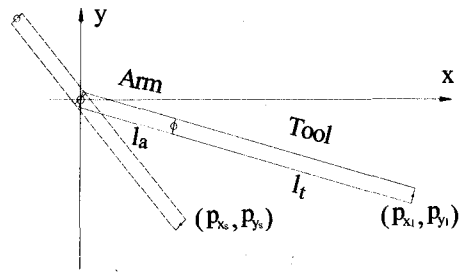


Fig. 3 Two extreme points used for determination of link lengths

따라서 두 링크 길이는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$l_t = \frac{R_l + R_s}{2}, \quad (1a)$$

$$l_a = \frac{R_l - R_s}{2}. \quad (1b)$$

방정식 (1a)와 (1b)로써 두 링크 길이를 결정하기 위해,  $R_l$ 과  $R_s$ 는 경로상에 미리 주어진 지점들로부터 추정되어야 한다. 각 값을 나타내는 극단점(extreme point)은, 경로 상의 주어진 지점 사이에 위치해야 하고, 다음 방정식 (2)와 같이 극단점 주위의 지점으로써 표현된 곡선모델(궤적상의 지점을 잇는 부드러운 곡선)에 구속되는, 지점의 위치함수, 즉  $f(x,y) = \sqrt{x^2 + y^2}$ 를 최대화 또는 최소화하게 된다.

$$g(x,y) = x^2 + b_1 y^2 + b_2 xy + b_3 x + b_4 y + b_5 = 0. \quad (2)$$

우선 구속함수  $g(x,y)$ 의 계수( $b_1, \dots, b_5$ )를 결정하기 위하여는, 단순 거리 계산방법을 사용하여, 궤적상의 극단점 주위에 주어진 5점의 위치를 선정하고, 5개의 연립방정식을 구성하여야 한다. Gauss-Jordan 소거법을 이용하면 각 계수를 구할 수 있다.<sup>9,10</sup> 다음에, 궤적 상의 지점을 나타내는 거리함수( $f$ )에 구속함수( $g$ )를 결합하여, 목적함수  $\phi$ 를 구성할 수 있다. 그리고는 두

극단점을 결정하기 위하여 최적화 기법을 적용하면, 최소화되어  $R_S$ , 최대화되어  $R_I$  를 도출하게 된다. 목적함수는, 라그랑지 승수  $\lambda$  를 도입하여, 다음과 같이 거리함수에 구속함수를 부과하여 설정할 수 있다:

$$\varphi = f + \lambda g. \quad (3)$$

목적함수  $\varphi$  가 특정 지점에서 최소값 또는 최대값을 갖기 위한 필요조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다. 즉,  $\varphi_x = 0$  와  $\varphi_y = 0$ , 여기서  $\varphi_x$  는  $\frac{\partial \varphi}{\partial x}$  를,  $\varphi_y$  는  $\frac{\partial \varphi}{\partial y}$  를 의미한다.

한편, 두 개의 필요조건으로부터 라그랑지 승수를 소거하게 되면, 다음과 같은 방정식을 도출할 수 있다.

$$f_x g_y - f_y g_x = 0. \quad (4)$$

방정식 (2)와 (4)는 수치적 해석방법을 도입하기 위해 각각 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$G(x,y) = 0, \quad (5a)$$

$$F(x,y) = 0. \quad (5b)$$

정해에 충분히 근접한 점 근방에서 방정식 (5a)와 (5b)의 Taylor 전개식은 극단점을 결정할 수 있는 두 개의 새로운 방정식이 된다. 두 방정식에서, 정해를 찾기 위한 연속적인 반복연산이 가능하도록 회귀식(recursion formula)을 다음과 같이 유도할 수 있다:

$$x^{i+1} = x^i - \frac{FG_y - GF_y}{F_x G_y - G_x F_y}, \quad (6a)$$

$$y^{i+1} = y^i - \frac{GF_x - FG_x}{F_x G_y - G_x F_y}, \quad (6b)$$

여기서,  $F_x$  는  $\frac{\partial F}{\partial x}$  를,  $F_y$  는  $\frac{\partial F}{\partial y}$  를 의미한다.

반복연산에서  $x^{i+1} - x^i \leq 10^{-5}$  와  $y^{i+1} - y^i \leq 10^{-5}$  가 공히 달성되면, 반복연산이 종료되고, 종료된 위치가 궤적상의 최대, 또는 최소 지점, 즉 극단점이 된다. 그러면 최대와 최소거리, 즉  $R_I$  과  $R_S$  는  $R = \sqrt{(x^{i+1})^2 + (y^{i+1})^2}$  를 사용하여 계산할 수 있다.

이를 이용하여, 길이  $l_t$  와  $l_a$  는 방정식 (1a)와 (1b)로부터 각각 계산하여 구할 수 있게 된다.

## 2.2 암과 식부날의 자세

계산된 암과 식부날의 길이가 주어지면, 링크 tool 의 종단부가 주어진 궤적상의 특정 지점에 도달하기 위한 링크들의 각 자세를 역기구학 방법을 이용하여 결정할 수 있다. 나아가, 식부날이 주어진 궤적 상의 모든 지점에 도달하기 위한 링크 시스템의 각 대응 자세를 결정할 수 있게 된다. Fig. 2 에서 보인 자세는 다음과 같이 일반화하여 나타낼 수 있다:

$$\theta_2 = \cos^{-1} \left( \frac{p_x^2 + p_y^2 - l_a^2 - l_t^2}{2l_a l_t} \right), \quad (7)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{l_t \sin \theta_2}{l_a + l_t \cos \theta_2} \right), \quad (8)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{-p_y}{p_x} \right), \quad (9)$$

$$\theta_1 = \phi + \alpha. \quad (10)$$

여기서,  $\phi$  는 주어진 지점의 위치에 따라 다르게 결정된다. 지점이 직교좌표계의 4 사분면에 위치하게 되면,  $\phi = \tan^{-1} \left( \frac{-p_y}{p_x} \right)$ , 2 와 3 사분면에 위치하게 되면,  $\phi = \tan^{-1} \left( \frac{-p_y}{p_x} \right) + \pi$ , 그리고 1 사분면에 위치하게 되면,  $\phi = \tan^{-1} \left( \frac{-p_y}{p_x} \right) + 2\pi$  로 각각 나타난다. 한편,  $\pi \leq \alpha \leq 2\pi$  의 영역에서는, 식부날(tool)의 각도( $\theta_2$ )가 다음과 같이 다시 정의되어야 한다.

$$\theta_2 = 2\pi - \cos^{-1} \left( \frac{p_x^2 + p_y^2 - l_a^2 - l_t^2}{2l_a l_t} \right)$$

따라서, 궤적상의 지점들이 주어지면, 이와 같은 과정으로, 각 지점에 대응하여 유일하게 링크시스템의 자세가 결정될 수 있다. 이는 곧 궤적상의 각 지점에 대응하는 유성기어시스템의 암( $\theta_1$ )과 식부날( $\theta_2$ )의 자세를 결정할 수 있게 한다.

### 2.3 기어의 피치롤(pitch roll) 모델

유성기어열 시스템을 구성하는 기어의 형태와 크기를 결정하기 위해, 실제 기어열 시스템을 단순화하여, Fig. 4 와 같이 기어의 형상을 피치곡선으로 표현하여 피치롤로 모델링하였다. 각 피치롤이, 기어와 같이, 미끄러짐 없이 상호 구름 회전을 하게 되면, Kennedy 정리에 의해<sup>3</sup>, 순간중심은 접촉점에 있게 되고, 양 톨의 접촉점에서의 접선방향 속도는 동일해야 하므로, 다음과 같은 속도 방정식의 표현이 가능하다.

$$r_1 \dot{\theta}_1 = r_{31} \dot{\theta}_3, \quad (11a)$$

$$r_2 \dot{\theta}_2 = r_{32} \dot{\theta}_3, \quad (11b)$$

여기서,  $\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$  를 나타낸다.

한편, Fig. 4 에서 피치롤이 상호 구름 접촉을 하기 위해서는, 반경이 접촉점의 위치에 따라 결정되어야 하고, 기어의 형상은 순간중심의 궤적인 센트로우드(centrode)와 같게 된다.

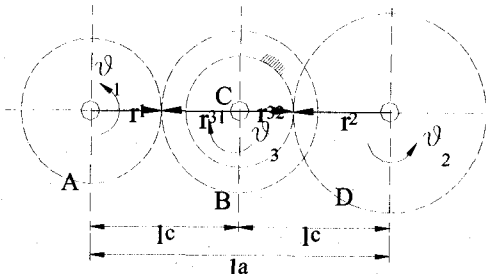


Fig. 4 Geometric characteristics of two pairs of gears in planetary-gear train

식부암에서 두 축 중심간의 거리가  $l_c$  와 같다면, 다음과 같이 각 피치롤 반경의 상호관계를 나타낼 수 있다:

$$r_1 + r_{31} = l_c, \quad (12a)$$

$$r_{32} + r_2 = l_c. \quad (12b)$$

이들 관계를 방정식 (11a)와 (11b)에 대입하면, 다음과 같은 방정식을 유도할 수 있다:

$$r_1 \dot{\theta}_1 = (l_c - r_1) \dot{\theta}_3, \quad (13a)$$

$$r_2 \dot{\theta}_2 = (l_c - r_2) \dot{\theta}_3. \quad (13b)$$

따라서, 임의의 각변위에서 각 톨의 반경은 다음과 같이 결정된다:

$$r_1 = \frac{l_c \dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_3}, \quad (14a)$$

$$r_2 = \frac{l_c \dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3}. \quad (14b)$$

그러면, 두 개의 중간기어에 해당하는 두 피치롤의 반경은 방정식 (12a)와 (12b)를 이용하여 각각 결정할 수 있게 된다. 나아가, 각 각위치에서 산출된 반경을 조합하면, 각 톨의 전체 형상과 크기가 얻어진다. 그러나,  $\dot{\theta}_3$  가 유일한 값으로 주어질 수 없으므로, 그에 따라 톨의 형상이 변화될 수 있다.

### 2.4 근사 접근법에 의한 기어형상 결정

근사적 접근방법을 사용하여  $\dot{\theta}_3$  를 결정하려면, 초기값이 우선 필요하게 된다. 초기값을 결정하기 위해,  $\dot{\theta}_3$  가, 다음과 같이 매개변수  $\beta$  로써,  $\dot{\theta}_1$  과  $\dot{\theta}_2$  의 가중합으로 표현된다고 가정하고,  $\dot{\theta}_3 = \beta \dot{\theta}_1 + (1 - \beta) \dot{\theta}_2$ , 유성기어열 시스템을 구성하는 기어의 형상이 유사한 크기를 갖는다는 가정을 전제로, 구름접촉에서  $r_{31}$  과  $r_2$  의 시작값을 동일하다고 가정하였다. 그러면 방정식 (14a)와 (14b)에서,

$$\frac{\dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_3} + \frac{\dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3} = 1. \quad (15)$$

$\beta$  로 표현된  $\dot{\theta}_3$  를 방정식 (15)에 대입하면,  $\beta$  는 다음과 같이 나타난다:

$$\beta = \frac{-2\dot{\theta}_2 \pm \sqrt{(2\dot{\theta}_2)^2 - 4\dot{\theta}_2(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)}}{2(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)} \quad (16)$$

여기서,  $0 \leq \beta \leq 1$ .

그러면, 방정식 (16)에서 구해진 매개변수로 계산된  $\dot{\theta}_3$  의 초기값,  $\dot{\theta}_3^0$  을 활용하여, 다음 각위치에서 중간기어의 각속도를 선형화하여 다음과 같이 근사화할 수 있다:

$$\dot{\theta}_3(r_1, r_2)' = \dot{\theta}_3^0 + \Delta \dot{\theta}_3, \quad (17a)$$

$$\Delta \dot{\theta}_3 = m_1 \Delta r_1 + m_2 \Delta r_2, \quad (17b)$$

$$\text{여기서, } m_1 = \left. \frac{\partial \dot{\theta}_3}{\partial r_1} \right|_0, m_2 = \left. \frac{\partial \dot{\theta}_3}{\partial r_2} \right|_0.$$

따라서, 이를 반복적 근사연산 형태로 일반화하면, 중간기어의 각속도와 피치롤의 반경을 각각 다음과 같이 표현할 수 있다:

$$(\dot{\theta}_3)^{j+1} = (\dot{\theta}_3)_n + (\Delta \dot{\theta}_3)^{j+1}, \quad (18)$$

$$(r_1)^{j+1} = \left( \frac{l_c \dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_3} \right)^{j+1}, \quad (19a)$$

$$(r_2)^{j+1} = \left( \frac{l_c \dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3} \right)^{j+1}. \quad (19b)$$

$(\dot{\theta}_3)^{j+1} - (\dot{\theta}_3)^j \leq 10^{-5}$  일 때, 반복연산은 종료되고, 각 각위치에서의  $\dot{\theta}_3$  와 모든 피치롤의 반경이 계산된다.

### 3. 시뮬레이션

Fig. 5 는, 다수의 지점으로 구성된, 이양기 식부날의 3 가지 전형적인 궤적을 나타내고 있다.

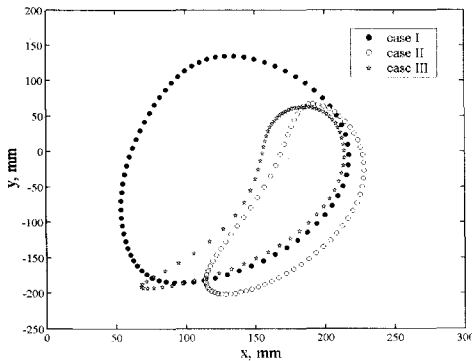


Fig. 5 Prescribed trajectory with given points

사례 I 의 경우, 이식 전후(궤적의 하단 부분)의 이동에서 궤적의 형상이 완만한 경사를 나타내고 있고, 사례 II 와 III 의 경우는 부분적으로 경사가 급하고 날카로운 형태를 보이고 있다. 본 연구에서는 이들 궤적 I, II, III 의 각 경우에 대하여, 이양기의 식부날이 궤적상의 각 지점들을 정확하게 추적할 수 있는 비원형 유성기어열 식부 시스템을 설계하고자 하였다. 각 궤적에 대하여,

식부 시스템을 구성하는 암의 길이, 식부날 길이, 각 기어의 형상과 크기가 본 연구에서 제안된 절차와 방법을 이용하여 결정 된다. 제안된 절차와 방법은 C++ 언어를 사용한 시뮬레이션 프로그램으로 작성하여 구현하였다. 작성된 프로그램은 다음과 같은 세 가지 처리 단계로 구성된다. 첫 단계는 주어진 궤적의 목적함수를 최소, 최대화하는 방법으로써 암과 식부날의 길이를 구하게 된다. 두 번째 단계는 궤적에 나타난 각 지점을 추적 가능하도록 암과 식부날의 자세를 결정하게 된다. 세 번째 단계는 중간기어의 각속도 결정을 위해 선형화와 근사화 방법을 적용하고, 이로써 기어의 형상과 크기를 결정하게 된다.

### 4. 설계된 비원형 유성기어열 기구의 검증

본 연구의 결과로 조합된 비원형 유성기어열 시스템을 구성하게 되는 각 기어 형상과 크기의 적합성을 검증하기 위하여 상용화된 동력학 프로그램인 ADAMS 를 활용하였다. 이를 통해 제안된 유성기어열 시스템의 기구학적 거동을 분석하고, 식부날이 주어진 궤적을 추적하는 성능을 고찰하고자 하였다. 한편, ADAMS 를 이용하여, 비원형 유성기어열 시스템의 거동을 검증하기 위해서는 기어열의 운동기구, 운동전달 방법 그리고 구속조건 등이 부가적으로 제안되고 구현되어야 한다. 이를 위해, 운동은 각 기어의 피치 곡선을 형상화한 비원형 롤의 미끄러짐 없는 회전에 의해 구름 운동으로 전달된다고 가정하였다. 이러한 가정을 구현하기 위하여, 접촉되는 롤 사이에 접선방향의 힘이 도입될 수 있었다. 접선력을 얻기 위한 방법은 운동전달에 관한 다음 개념을 활용하였다: 구름 접촉 운동을 실현하기 위해서는, 임의의 각변위에서, 구동롤과 종동롤의 피치 길이가 동일하여야 한다. 따라서, 임의의 순간에, 두 피치 길이의 차이가 발생하게 되면, 그 차를 제거할 수 있는 접촉력의 도입이 가능하고, 이는 종동질의 각속도를 변화하게 된다.

### 5. 결과 및 고찰

주어진 3 가지 사례의 궤적을 사용하여, 비원형 유성기어열 시스템의 설계를 수행하였다.

Table 1은 사례 I, II, III의 각 궤적에 대하여 설계한 암의 길이, 즉 태양기어와 유성기어 중심 간의 거리( $l_a$ )와 식부날의 길이( $l_t$ )를 나타내고 있다. 이는 궤적상에 나타난 지점들의 절대 거리와 이들이 구성하는 피팅 곡선을 결합한 목적함수를 최적화하여 산출한 결과이다.

Table 1 Lengths of arm and tool for each prescribed trajectory

Length, mm	Trajectory I	Trajectory II	Trajectory III
$l_a$	79.71	40.0	30.0
$l_t$	139.81	204.24	184.28

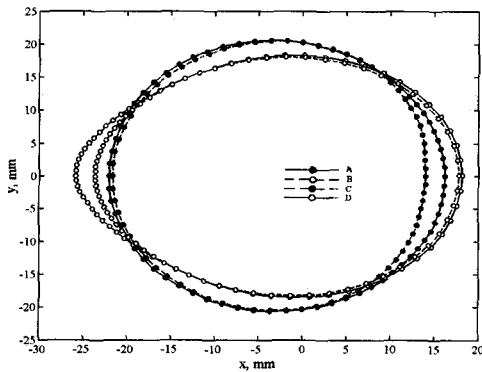


Fig. 6(a) Profiles of sun, mid, and planet gears for case I with angular speed of mid-gear being equal to average speed of arm and planet gear

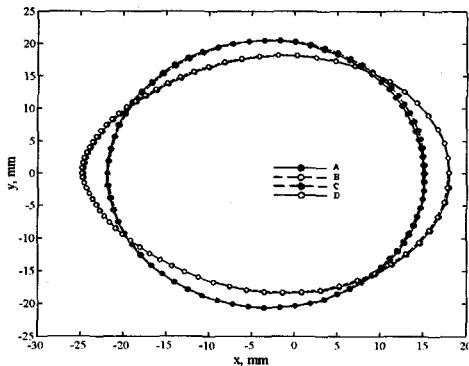


Fig. 6(b) Profiles of sun, mid, and planet gears for case I with approximated angular speed of mid-gear

Fig. 6(a)는, 사례 I의 경우, 유일한 값을 갖지 않는 중간 기어의 각속도( $\dot{\theta}_3$ )를 단순히 태양기어( $\dot{\theta}_1$ )와 유성기어 각속도( $\dot{\theta}_2$ )의 평균 값으로 설정한 경우에 설계된, 태양기어 A, 중간기어 B와 C, 유성기어 D의 형상을 보여 주고 있다. 이때, 태양기어 A와 중간기어 C의 형상과, 중간기어 B와 유성기어 D의 형상은 각각 유사하게 나타나고 있으나, 기어들의 피치원 형상은 크기 면에서 다소 다르게 나타났다. 한편, 각 기어의 접촉시작 위치인 초기 반경이 동일하다고 가정하고  $\dot{\theta}_3$ 가 선형화되고 근사화된 후 반복연산에 의해 계산되면, Fig. 6(b)와 같이 태양기어 A와 중간기어 C가 크기 및 형상 면에서 매우 유사하게 나타나고, 중간기어 B와 유성기어 D도 동일한 결과를 나타내었다. 따라서, 중간기어의 속력을 결정하는 제안된 방법은 유성기어열 시스템을 구성하는 기어의 크기를 더욱 균일한 형상과 크기로 설계할 수 있게 한다.

Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는, 중간기어의 각속도( $\dot{\theta}_3$ )를 반복적으로 근사화한 방법을 사용한 경우, 각각 사례 II, III 궤적을 따르는 운동이 가능한 유성기어열 시스템의 태양기어, 중간기어, 그리고 유성기어(A, B, C, D)의 형상 및 크기를 나타내고 있다. Fig. 7(b)에 보인 바와 같이, 궤적의 이양 위치에서 기울기가 급한 부분이 크게 나타날수록 태양기어 A와 중간기어 C, 중간기어 B와 유성기어 D의 크기에 다소 차이가 발생하고 있음을 알 수 있다.

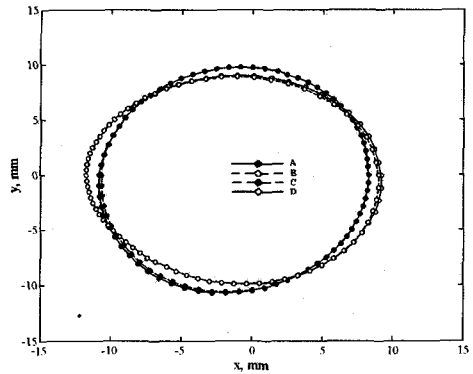


Fig. 7(a) Profiles of sun, mid, and planet gears with approximated angular speed of mid-gear for case II

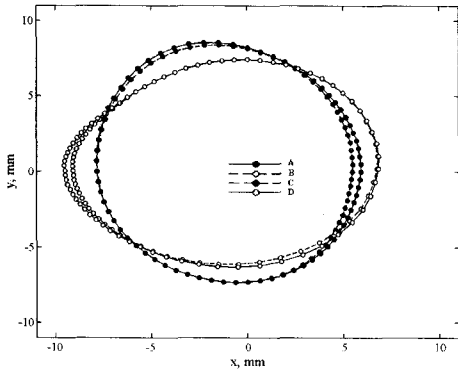


Fig. 7(b) Profiles of sun, mid, and planet gears with approximated angular speed of mid-gear for case III

사례 I의 궤적에 대하여 구성한 유성기어열 시스템과 그 운동전달 기구를 ADAMS 를 이용한 모델로 구현하였다. Fig. 8은 주어진 궤적 I 상의 지점들과 설계된 유성기어열 시스템의 ADAMS 모델이 이동한 궤적을 동시에 나타내고 있다.

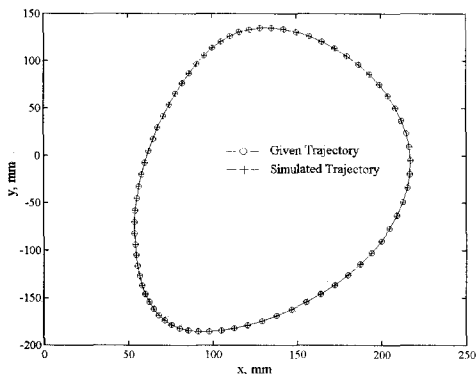


Fig. 8 Comparison between prescribed and simulated trajectories of tool end

결과에서 보여주는 바와 같이, 식부암이 시계방향으로 회전하면, 식부날이 음의 y 방향으로 느리게 회전하고, 최저점에 도달한 후, 즉 모의 이식을 수행한 후, 반대방향으로 급하게 이동하여 초기 위치로 돌아오는 주기를 보여주고 있다. 시뮬레이션 결과와 주어진 궤적을 비교할 때, 매우 유사한 결과를 보여주고 있다. 이는 본 연구에서 제안한 유성기어열 시스템 내의 기어 형상과 크기

그리고 식부날의 길이가 적합하게 예측되고 모델링 되었다는 것으로 판단할 수 있다.

Fig. 9는 암의 각속도를 60rpm으로 설정한 경우, ADAMS로써 예측한 유성기어열 시스템의 한 주기 운동 사이에 나타난 각 각위치에서의 식부날의 속도를 보여주고 있다. 한 주기 간 속도의 변화 형태는 주어진 궤적에 따라 변화될 수 있고, 궤적상의 지점들의 간격에 따라서도 변화될 수 있다. 이양작업의 향상을 위하여, 속도의 크기와 변화 형태가 개선되어야 하는 경우, 궤적과 궤적상 지점의 변화를 통해 실현할 수 있고, 이는 또 유성기어열을 구성하는 기어의 형상과 크기를 재설계함으로써 가능하게 된다.

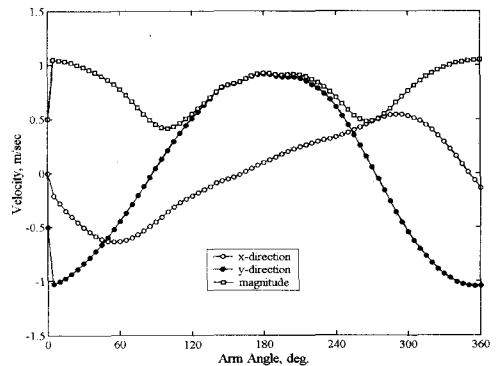


Fig. 9 Change of velocity of tool end with arm angle

## 6. 결론

이양작업의 주기운동을 묘사하는 식부날의 궤적이 주어진 경우, 단순한 수치적 방법을 이용하여, 4 절 링크기구를 대신할 수 있는, 태양기어, 중간기어, 유성기어로 구성된 유성기어열 식부기구를 설계할 수 있는 방법을 제안하였다. 제안된 방법으로써, 특히, 기어의 형상 및 크기, 식부날의 길이를 설계할 수 있었다. 식부암과 식부날의 길이를 결정하기 위해 최적화 기법을 적용하였고, 궤적을 따라 운동이 정확하게 수행될 수 있도록 암과 식부날의 자세를 역기구학 해석을 이용하여 산출하였으며, 중간기어의 각속도를 반복근사 방법을 적용하여 선정함으로써 각 기어의 형상과 크기를 유일하게 결정할 수 있었다. 설계된 비원형 유성기어열 시스템의 적합성과 성능은, 설계된 모델의 한 주기 운동에



대하여 상용해석프로그램을 이용하여 검증하였고, 특히 설계된 유성기어열 시스템은 주어진 궤적을 정확하게 추적할 수 있음을 보였다. 제안된 방법으로써, 향후 이양방법의 개선에 따라 변화되는 궤적에 대응하여, 새로운 형상과 크기의 유성기어열 시스템을 용이하게 설계할 수 있을 것으로 판단되었다. 한편, 제안된 설계 형태를 구현하기 위한 효율적이고 경제적인 제작방법은 별도의 연구를 통하여 도출 가능할 것으로 기대한다.

10. Press, W. H., Teukolsky, S. A., Vetterling, W. T. and Flannery, B. P., "Numerical Recipes in C," Cambridge University Press, New York, 2002.

### 참고문헌

1. Kim, H. J. and Kim, K. U., "Synthesis of a four-bar linkage to generate a prescribed coupler curve," J. Kor. Agric. Mach. Soc., Vol. 7, No. 2, pp. 8-17, 1982.
2. Konishi, T., Horio, M., Yoshida, S. and Yamakage, I., "Development of high speed performance rice transplanter," J. Jpn. Soc. Agric. Mach., Vol. 51, No. 6, pp. 89-95, 1989.
3. Martin, G. H., "Kinematics and Dynamics of Machines," McGraw-Hill, New York, 1969.
4. Kim, J.-S. and Yang, H.-I., "A study of the synthesis of four-bar linkage generating automatic path by using B-spline interpolation," J. Kor. Soc. Prec. Eng., Vol. 16, No. 10, pp. 126-131, 1999.
5. Thomas, E. V., "Development of a mechanism for transplanting rice seedlings," Mechanism and machine Theory, Vol. 37, pp. 395-410, 2002.
6. Guo, L. S. and Zhang, W. J., "Kinematic analysis of a rice transplanting mechanism with eccentric planetary gear trains," Mechanism and machine Theory, Vol. 36, pp. 1175-1188, 2001.
7. Katori, H., Yokogawa, K. and Hayashi, T., "A simplified synthetic design method of pitch curves based on motion specifications for noncircular gears," Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Part C, Vol. 60, pp. 668-674, 1994.
8. "ADAMS full simulation guide," Ver. 11.0, Mechanical Dynamics, Inc., Ann Arbor, Michigan, 2001.
9. Carnahan, B., Luther, H. A. and Wilkes, J. O., "Applied Numerical Method," John Wiley & Sons, New York, 1969.